

наличии тренда выполняется прогнозирование с использованием регрессионных моделей с экспоненциальным сглаживанием.

В целом алгоритмы СТД имеют модульную архитектуру и, при необходимости, их состав может быть расширен. Для настройки алгоритмов и самой СТД используется универсальная БД, что обеспечивает простую адаптацию системы к любым конфигурациям ГТД и составу измеряемых параметров.

Заключение

Описанная концепция работы системы удаленного мониторинга в составе СТД успешно реализована и тестируется в испытательном цехе ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», а так же на ПРУП «Белорусский цементный завод». Запланированы эксплуатационные испытания системы удаленного мониторинга и ее коммерческое использование.

Список литературы: 1. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) / Под общей ред. В.А. Скибина, В.И. Солонина. – М.: ЦИАМ, 2004. – 424 с. 2. «Сопровождение эксплуатации и сервисное обслуживание газотурбинных двигателей ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект» с использованием удаленного мониторинга и системы технической диагностики». Концепция технической политики ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект». - Николаев, 2007. 3. Концепция возможности построения удаленного мониторинга ГТД в составе силовых установок наземного применения // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., 2007. – Вып. 4(40). – С. 58–63 - Концевич Г. Ю., Филоненко А. А., Миргород В. Ф., Ранченко Г. С. 4. Техническое задание на подсистему автоматизированной диагностики энергомеханического оборудования (АСДО-С) в составе систем автоматического управления и регулирования газоперекачивающих агрегатов. ИТЦ «Оргтехдиагностика» ДООАО «Оргэнергогаз». - М., 2006. 5. Система удаленного мониторинга газотурбинных двигателей ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект» Техническое задание № В18.УМ.ТЗ-01. Николаев.- 2007. 6. Демонстрационный полигон системы удаленного мониторинга газотурбинных двигателей ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект». Техническое задание В18.УМ.ТЗ-02. - Николаев.- 2008.

Поступила в редколлегию 23.05.2011

УДК 621.515.001.26

М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ, инж., ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект», Николаев

МЕТОД МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Виконано розрахунково-експериментальне дослідження відцентрової ступені одинадцятиступінчастого відцентрового компресора за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX, з урахуванням особливостей конструкції камери згоряння. Запропонований у статті метод дозволяє здійснити швидкий аналіз ефективності при виборі геометричних параметрів нерухомого лопаткового вінця ступені компресора на основі використання математичної моделі верхнього рівня.

Ключові слова: відцентровий компресор, теорія планування експерименту, математична модель, коефіцієнт корисної дії.

Выполнено расчетно-экспериментальное исследование центробежной ступени одиннадцатиступенчатого ОЦБК с помощью программного комплекса ANSYS CFX, с учетом особенностей конструкции камеры сгорания. Предложенный в статье метод позволяет осуществить быстрый анализ эффективности при выборе геометрических параметров неподвижного лопаточного венца ступени компрессора на основе использования математической модели верхнего уровня.

Ключевые слова: осецентрибежный компрессор, теория планирования эксперимента, математическая модель, коэффициент полезного действия.

We performed computational and experimental study of axial-centrifugal compressor using software ANSYS CFX, structural peculiarities of the combustion chamber. Proposed in the paper the method allows for rapid analysis of the effectiveness of the choice of geometrical parameters of a stationary blade row compressor stage using a mathematical model of the upper level.

Key words: axial-centrifugal compressor, the theory of experimental design, mathematical model, efficiency.

Введение

Современные газотурбинные двигатели (ГТД) характеризуются высоким уровнем совершенства, непрерывным повышением параметров цикла, усложнением схем [1]. Такое развитие требует поиска путей улучшения аэродинамических характеристик их компрессоров и создания новых методов. Несмотря на сравнительно высокие параметры цикла ГТД, их эффективный КПД далек от желаемых значений. Поэтому наряду с усложнением циклов актуальным является повышение КПД узлов, и в частности компрессора - как одного из основных узлов, в повышении КПД которого имеются определенные резервы ввиду диффузорного характера течения в его элементах, отсутствия глубокого и точного математического описания формы трехмерного вязкого сжимаемого нестационарного потока в межлопаточных каналах [2]. Наличие известных программных комплексов (ANSYS CFX, FlowER и др.) хотя и является важным шагом в данном направлении, требует дополнительных усилий для практической их реализации особенно в задачах оптимизации лопаточных венцов, ступеней и многоступенчатых компрессоров в целом. В инженерной практике ускоренного проектирования изделий часто достигают путем промежуточного создания математических моделей более низкого уровня по 3D-моделям верхнего уровня. Предложенный в работе метод позволяет осуществить быстрый анализ эффективности центробежной ступени одиннадцатиступенчатого осецентрибежного компрессора (ОЦБК) [3] при выборе геометрических параметров неподвижного лопаточного венца последней ступени осевой части на основе использования математической модели верхнего уровня. При этом минимизация численного эксперимента достигается путем применения теории планирования эксперимента (ТПЭ). Расчетное исследование центробежной ступени ОЦБК выполнено с помощью программного комплекса ANSYS CFX [4], с учетом особенностей конструкции камеры сгорания.

1. Построение геометрической модели

Расчетные исследования центробежной ступени проводились в системе ОЦБК (рис.1а), и в системе 9-10 ступеней (рис.1б), совместно с упрощенной геометрической моделью отсека камеры сгорания. При построении расчетной

области для лопаточных венцов на первом этапе использовалась импортированная из TurboGrid сетка с разбиением (80÷150) тыс. узлов на венец, на втором этапе - (300÷400) тыс. узлов на венец, в условиях существующих ограничений по компьютерной памяти. Применяемая модель турбулентности – SST-Ментера (степень турбулентности на входе в компрессор $\varepsilon = 5\%$). Рассматривалась стационарная задача при сочетании граничных условий полное давление на входе в компрессор, с заданием направления потока - статическое давление на выходе. Используемый тип осреднения на границах расчетной области между соседними венцами: «Stage». В расчетной модели не учитывалось перетекание воздуха в статорной части через лабиринтные уплотнения. Радиальный зазор над лопатками рабочего колеса центробежной ступени соответствовал конструкторской документации. Критерием сходимости при расчете в CFX являлось установление основных интегральных характеристик компрессора при достижении минимального значения величин их среднеквадратичных невязок.

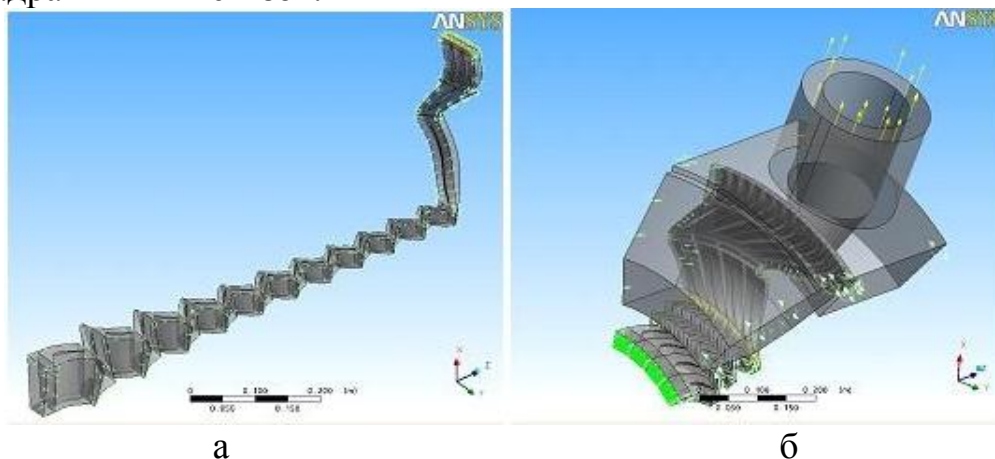


Рис. 1. Расчетные модели ОЦБК (а) и двух последних ступеней совместно с упрощенной моделью отсека камеры сгорания (б) в среде ANSYS CFX

2. Математическое моделирование геометрических параметров решетки НА 10 ступени осевой части ОЦБК

На основе использования программного комплекса ANSYS CFX и ТПЭ получены графоаналитические зависимости влияния геометрических параметров направляющего аппарата 10 ступени осевой части компрессора на параметры центробежной ступени: $\sigma_{НА10}$, $\eta_{ЦБК}$, $\pi_{ЦБК}^*$. Методика проведения расчетных исследований изложена в [5]. На основании анализа существующих геометрических параметров 10 НА в качестве варьируемых факторов были выбраны: угол кривизны линии центров тяжести профиля пера лопатки в радиальном направлении [4] (для формирования навала профиля пера лопатки), парусность лопатки, изменение угла установки (от осевого направления), густота решетки. При расчетном исследовании были наложены ограничения: сохранение углов входа потока α_3 ; неизменность хорды в замковой части пера лопатки; обеспечение минимального осевого зазора. Все факторы варьировались на четырех уровнях. Интервалы варьирования были выбраны исходя из условия применимости к исследуемой ступени. Значения переменных представлены в план-матрице таблице, определяющей условия проведения вычислений. Таким

образом, было проведено 16 численных экспериментов с указанными комбинациями значений варьируемых переменных (факторов).

По полученным выборочным значениям КПД и степени сжатия центробежной ступени компрессора получены графики усредненных значений КПД и степени сжатия в зависимости от каждого фактора с усреднением по трем другим переменным (рис. 2-5).

Таблица. Значения варьируемых параметров 10 НА осевой части ОЦБК для проведения расчетных экспериментов

Измен-е угла установки	Число лопаток Z			
	66	68	70	72
	Изгиб оси пера лопатки			
	Парусность профиля пера лопатки			
-3	0 1,0	0,25 1,15	0,5 1,30	0,75 1,45
0	0,25 1,30	0 1,45	0,75 1,0	0,5 1,15
+3	0,5 1,45	0,75 1,30	0 1,15	0,25 1,0
+6	0,75 1,15	0,5 1,0	0,25 1,45	0 1,30

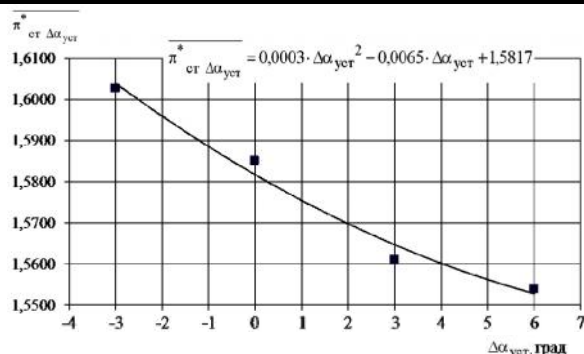
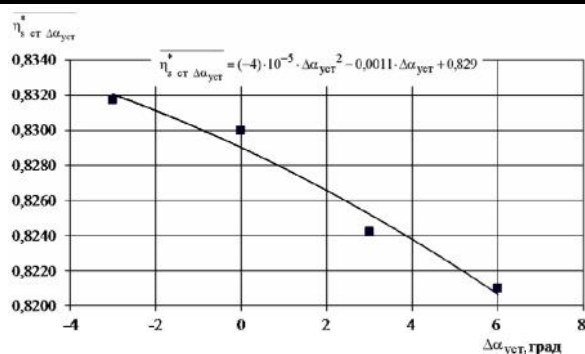


Рис. 2. Зависимость усредненных значений КПД и степени сжатия центробежной ступени компрессора от изменения угла установки 10НА

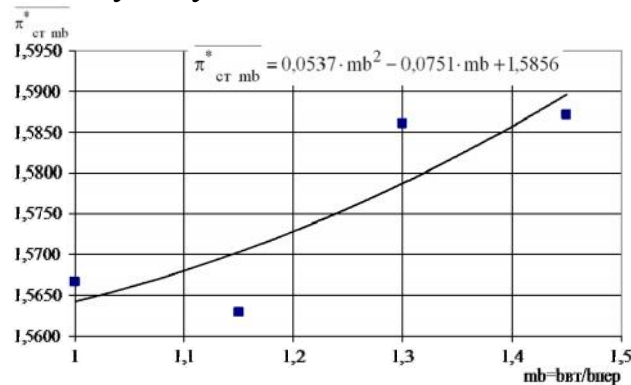
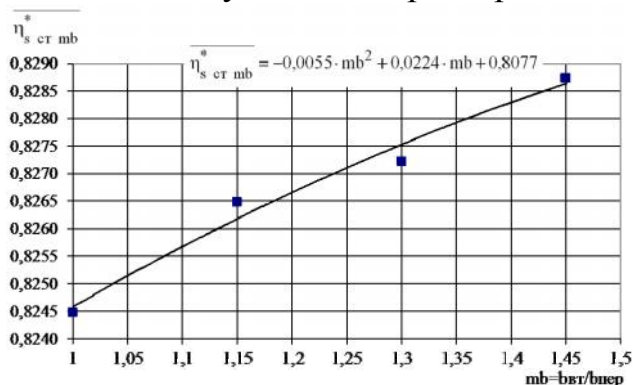


Рис. 3. Зависимость усредненных значений КПД и степени сжатия центробежной ступени компрессора от изменения парусности профиля пера лопатки 10НА

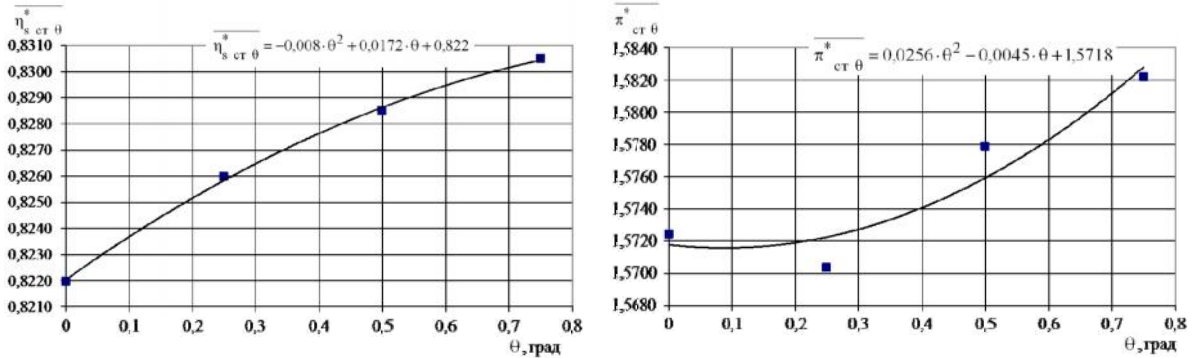


Рис. 4. Зависимость усредненных значений КПД и степени сжатия центробежной ступени компрессора от изменения угла кривизны линии центров тяжести профиля пера лопатки 10 НА в радиальном направлении

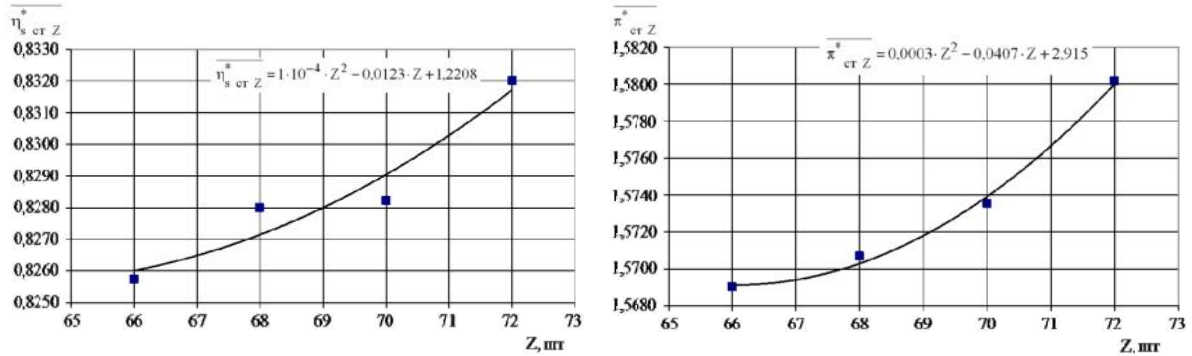


Рис. 5. Зависимость усредненных значений КПД и степени сжатия центробежной ступени компрессора от числа лопаток 10НА

Графические зависимости КПД и степени сжатия центробежной ступени от Z , $\Delta\alpha_{уст}$, θ , $b_{пер} / b_{вт}$ представляют собой зависимости усредненных по трем другим факторам значений $\eta_{с.т.}^*$ и $\pi_{с.т.}^*$ от каждого фактора в отдельности, поэтому для определения дискретных значений ими пользоваться непосредственно нельзя. Вычисление дискретных значений требует дополнительного определения коэффициентов аппроксимации K_1 и K_2 :

$$K_1 = \frac{\eta_{с.т.}^*}{\eta_{с.т.Z}^* \cdot \eta_{с.т.\theta}^* \cdot \eta_{с.т.\Delta\alpha_{уст}}^* \cdot \eta_{с.т.mb}^*} \quad (1)$$

$$K_2 = \frac{\pi_{с.т.}^*}{\pi_{с.т.Z}^* \cdot \pi_{с.т.\theta}^* \cdot \pi_{с.т.\Delta\alpha_{уст}}^* \cdot \pi_{с.т.mb}^*} \quad (2)$$

Здесь значения КПД в числителе принимаются по таблице исходного численного эксперимента (табл. 1), а значения величин в знаменателе выбираются в соответствии с графиками (рис. 2-5). Значение постоянных K_1 и K_2 , усредненных по всему эксперименту, составляет $K_1 = 1,7701$ (неопределенность результата $\pm 0,4\%$) и $K_2 = 0,2557$ (неопределенность результата $\pm 1\%$).

После параметризации зависимостей, представленных на рис. 2-5, аппроксимационные математические модели определения $\eta_{\text{ст}}^*$ и $\pi_{\text{ст}}^*$ получены в аналитическом виде:

$$\eta_{\text{ст}}^* = 1,770 \cdot (1 \cdot 10^{-4} \cdot Z^2 - 0,0123Z + 1,220) \cdot (-0,008\theta^2 + 0,0172\theta + 0,822) \times \\ \times ((-4) \cdot 10^{-5} \cdot \Delta\alpha_{\text{уст}}^2 - 0,0011\Delta\alpha_{\text{уст}} + 0,829) \cdot \left(-0,0055 \frac{b_{\text{пер}}^2}{b_{\text{вт}}} + 0,0224 \frac{b_{\text{пер}}}{b_{\text{вт}}} + 0,8077 \right) \quad (3)$$

$$\pi_{\text{ст}}^* = 0,2557 (0,0003Z^2 - 0,0407Z + 2,915) \cdot (0,0256\theta^2 - 0,0045\theta + 1,5718) \times \\ \times (0,0003\Delta\alpha_{\text{уст}}^2 - 0,0065\Delta\alpha_{\text{уст}} + 1,5817) \cdot \left(0,0537 \frac{b_{\text{пер}}^2}{b_{\text{вт}}} - 0,0751 \frac{b_{\text{пер}}}{b_{\text{вт}}} + 1,5856 \right) \quad (4)$$

Данная модель позволяет проанализировать работу компрессорной ступени при сочетании геометрических параметров, которые не охватывались исследуемыми вариантами их комбинаций. По результатам анализа полученных зависимостей установлено, что увеличение угла кривизны линии центров тяжести профиля пера лопатки 10 НА в радиальном направлении в выбранном диапазоне, увеличение густоты решетки и парусности профиля пера лопатки приводят к увеличению КПД и степени сжатия ЦБК за счет снижения потерь в решетке НА, увеличения равномерности эпюры полного давления на выходе, однако данные величины имеет конструктивные ограничения. Уменьшение угла установки 10 НА (от осевого направления) также приводит увеличению $\eta_{\text{ст}}^*$ и $\pi_{\text{ст}}^*$.

Выводы

Получены графоаналитические зависимости влияния геометрических параметров направляющего аппарата 10 ступени осевой части компрессора на параметры центробежной ступени на основе использования программного комплекса ANSYS CFX и ТПЭ.

Применение ТПЭ позволило существенно сократить объем расчетной информации и получить простую для анализа математическую модель. Работа центробежной компрессорной ступени была проанализирована при сочетании геометрических параметров, которые не охватывались исследуемыми вариантами их комбинаций.

Список литературы: 1. Ржавин Ю.А. Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов: теория, конструкция и расчет. – М.: МАИ, 1995.-344 с. 2. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000.-688 с. 3. Расчетно-экспериментальное исследование осецентробежного компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов / М.А. Шаровский, М.Ю. Шелковский, Е.А. Токарева, А.В. Ивченко // Авиаци. – косм. техника и технология. Изд. ХАИ, Харьков – 2010. – №9 (76). – с. 34–40. 4. CFX-11 Documentation, ANSYS Canada Ltd, Waterloo, Ont, Canada, 2004. 45. Герасименко В.П., Осипов Е.В., Шелковский М.Ю. Оптимизация геометрических параметров лопаток турбомашин решением прямой аэродинамической задачи Научные труды. Изд. МДГУ, Николаев – 2006 - Том 53. Выпуск 40. с. 133-140.

Поступила в редколлегию 23.05.2011